

РАЦИОНАЛЬНОЕ ПРОФИЛИРОВАНИЕ ТОРЦОВОГО КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА, ПРИМЕНЯЕМОГО В МАШИНАХ УДАРНОГО ДЕЙСТВИЯ

Теплякова А.В.

Санкт-Петербургский горный университет, г.Санкт-Петербург

Ключевые слова: кулачковый механизм, кулачок, толкатель, профиль, ударный механизм.

Аннотация. Представлены результаты исследования различных профилей торцового ударного кулачкового механизма. Обоснована методика расчета оптимальных геометрических параметров профиля кулачка по критерию максимальной полезной работы. Выявлено, что применение линии, именуемой строфоидой, позволяет повысить КПД ударного кулачкового механизма на 20%.

RATIONAL PROFILING OF THE CAM MECHANISM USED IN IMPACT MACHINES

Teplyakova A.V.

Saint-Petersburg Mining University, Saint-Petersburg

Keywords: cam mechanism, cam, pusher, profile, impact mechanism.

Abstract. The results of the study of various profiles of the end impact cam mechanism are presented. The method of calculating the optimal geometric parameters of the cam profile according to the criterion of maximum useful work is justified. It is revealed that the use of a line called a strophoid can increase the efficiency of the impact cam mechanism by 20%.

Одно из важных требований к современным машинам заключается в том, что их ведомые рабочие звенья должны совершать движения, точно отвечающие определенному закону. При использовании простейших соединений деталей это требование в ряде случаев оказывается невыполнимым. Поэтому в механизмах применяют звенья с различными контурными поверхностями – это кулачки, образующие с выходным звеном высшие кинематические пары.

По сравнению с другими механизмами они обладают рядом преимуществ. Кулачку можно придать любую геометрию, и благодаря этому его легко приспособить к разным требованиям. Его конструирование несложно, и он дает возможность весьма точно осуществить требуемое движение ведомого звена. При помощи других механизмов трудно получить конструкцию с заданным характером движения ведомого звена в отношении перемещения, скоростей и ускорений. Кулачковый механизм позволяет добиться этого с большей легкостью, точностью и экономичностью.

Кулачковые механизмы применяют почти во всех машинах – горных, металлообрабатывающих, полиграфических и др. [1, 2].

Кулачок представляет собой деталь, служащую для передачи заданного движения ведомому звену – толкателю, находящемуся с ним в непосредственном контакте. Кулачок может быть закреплен, но может также двигаться поступательно, вращаться или совершать колебательное движение; толкатель может иметь только поступательное или колебательное движение.

Конструирование кулачковых механизмов, работающих с невысокими скоростями и характеризующихся небольшим весом движущихся частей, достаточно просто. Здесь нет особых требований к виду профиля. При увеличении массы, скорости или при необходимости учета упругости толкателя потребуется более детальное исследование профиля и графиков скоростей и ускорений толкателя. Только таким образом можно получить представление о взаимосвязи очертания кулачка с вибрацией, динамическими нагрузками, шумом, напряжением и т.д.

Толкатели можно классифицировать по одному из трех признаков: а) по очертанию поверхности контакта они могут быть остrokонечными, роликовыми или плоскими; б) по типу движения – поступательно двигающимися и качающимися; в) по расположению линии движения относительно центра кулачка – центральными или смещенными.

Роликовый толкатель обычно имеет цилиндрический ролик, вращающийся на игольчатом или шариковом подшипнике, надетом на цапфу, связанную с толкателем. При малых скоростях движение ролика ограничивается качением, но при увеличении скорости появляется и скольжение. Этот тип толкателя применяют обычно для того, чтобы уменьшить скольжение между кулачком и толкателем. Основной недостаток – слишком крутой профиль на кулачке может привести к заклиниванию поступательно двигающегося толкателя.

Чтобы механизм нормально работал, толкатель должен быть прижат к кулачку при любых скоростях. Это достигается натягом замыкающей пружины, силой веса или геометрическим замыканием профиля. Геометрическое замыкание достигается при помощи роликового толкателя с роликом, расположенным в пазу кулачка.

Торцовый кулачок (рис. 1) имеет в качестве рабочей поверхности торец полого цилиндра. Цилиндрический кулачок 1 вращается вокруг неподвижной оси *АА*. Рабочий профиль кулачка 1 представляет собой сечение полого цилиндра поверхностью определенного рода. Толкатель 3, движущийся

возвратно-поступательно в неподвижной направляющей вдоль оси, параллельной AA , имеет ролик 2, находящийся в соприкосновении с профилем кулачка 1.

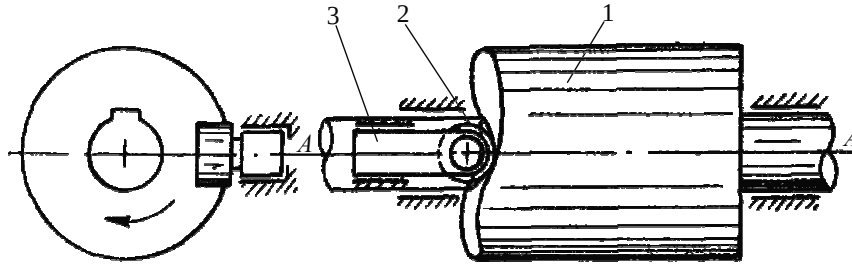


Рис. 1. Торцовый кулачковый механизм

Подвижность такого механизма определяется формулой П.Л. Чебышева [3]

$$W = 3n - 2p_5 - p_4, \quad (1)$$

где n – число подвижных звеньев механизма, p_5 – число кинематических пар 5-го класса, p_4 – число кинематических пар 4-го класса.

В таком механизме $n = 3$ (кулачок 1, ролик 2 и толкатель 3), $p_5 = 3$ (шарнирные соединения кулачка со стойкой, толкателя со стойкой и ролика с толкателем), $p_4 = 1$ (контакт ролика с кулачком). Тогда

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 1 = 2. \quad (2)$$

Несмотря на вполне определенную работу механизма при задании лишь одного движения ведущему звену – кулачку, степень подвижности равна 2. Вторая подвижность является внутренней – это самопроизвольное вращение ролика.

Применение торцового кулачкового механизма в качестве ударного (рис. 2), в котором толкатель будет выполнять функцию бойка, наносящего удар по инструменту, возможно при условии поджатия толкателя-бойка пружиной, величина взвода которой будет определять силу и соответственно энергию удара.

Рассмотрим схему действия сил в точке контакта ролика с кулачком (рис. 3). Силовой анализ кулачковых механизмов с роликовым толкателем ведется по теоретическому профилю кулачка, который представляет собой эквидистанту рабочего профиля, построенную в центре ролика.

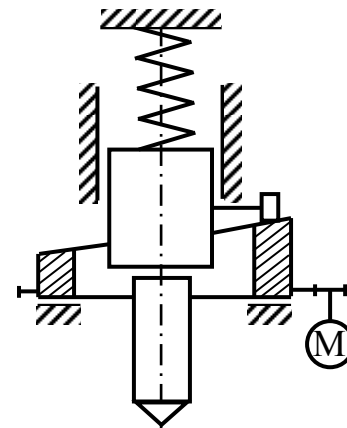


Рис. 2. Ударный кулачковый механизм

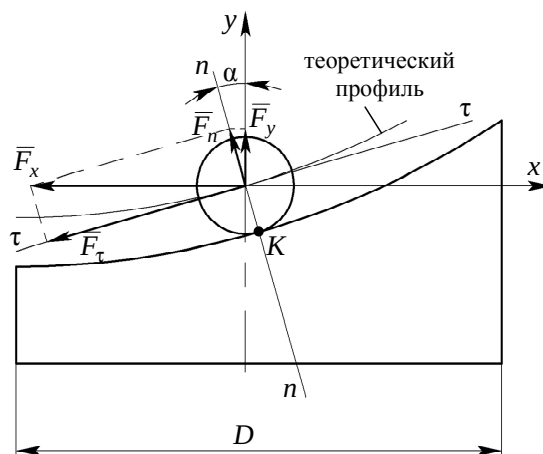


Рис. 3. Распределение усилий в контакте кулачка и роликового толкателя

Крутящий момент T , передаваемый от двигателя на торцовый кулачок, приводит к возникновению окружной силы F_x , величина которой определяется по формуле

$$F_x = \frac{2T}{D}, \quad (3)$$

где D – диаметр кулачка.

В направлении нормали nn и касательной tt к профилю кулачка окружная сила раскладывается на две составляющие F_n и F_t , первая из которых непосредственно воздействует на толкатель, сообщая ему движение.

Острый угол α , образуемый нормалью nn с направлением вектора абсолютной линейной скорости толкателя в точке касания с теоретическим профилем кулачка, называют углом давления пространственного кулачкового механизма с роликовым ведомым звеном.

Вторая составляющая F_t вызывает дополнительные вредные сопротивления в кинематической паре. При некотором значении угла давления α сопротивление трения настолько велико, что работа силы F_n недостаточная для того, чтобы привести в движение толкатель-боек. Происходит заклинивание механизма. В связи с этим, как правило, угол давления ограничивают значением до 30° .

Работа силы подъема толкателя на некотором пути s ведомого звена определяется формулой

$$A = \int_s F_y ds, \quad (4)$$

$$\text{где } F_y = F_n \cos \alpha = F_x \sin \alpha \cos \alpha = \frac{2T}{D} \sin \alpha \cos \alpha. \quad (5)$$

При постоянстве момента T , передаваемого от двигателя, оптимальная величина полезной работы будет определяться максимальным перемещением толкателя s и максимальным значением силы F_y . Исследование функции силы F_y , зависящей от угла давления основывается на условии

$$F'_y = \frac{2T}{D} (\cos^2 \alpha - \sin^2 \alpha) = 0, \quad (6)$$

из которого оптимальное значение угла давления будет составлять

$$\alpha = \frac{\pi}{4} \pm \pi k, \text{ где } k = 0, 1, 2, \dots \quad (7)$$

Однако во избежание заклинивания механизма, как правило, угол давления ограничивают значением до 30° .

Величина силы F_y , на преодоление которой направлена работа кулачка, определяется весом толкателя и характеристикой пружины поджатия, а угол давления α напрямую зависит от геометрии профиля кулачка. Рабочий профиль торцового кулачка задается на его развертке и определяется видом используемой линии (рис. 4). Как правило, в известных механизмах в качестве такой линии принимается прямая, характерной особенностью которой является постоянное значение угла давления. Такое решение не позволяет добиться обеспечения максимальной полезной работы. Следовательно, отыскание и анализ кривой линии, образующей профиль кулачка, позволит обеспечить увеличение КПД механизма.

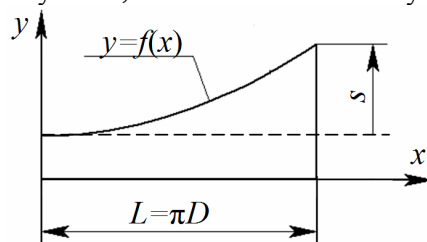


Рис. 4. Развертка профиля торцового кулачка

С целью отыскания рационального профиля кулачка, обеспечивающего максимальное значение полезной работы, были взяты несколько видов линий [4], а именно:

$$\text{– прямая линия: } y = k_1 x + k_2; \quad (8)$$

$$\text{– строфоида: } y = -(x + k_3) \sqrt{\frac{k_4 - x}{k_5 + x}} + k_6; \quad (9)$$

$$\text{– улитка Паскаля: } \begin{cases} x = -\frac{k_7 \sin t}{1 + \cos t} + k_8; \\ y = \frac{k_7 \cos t}{1 + \cos t} + k_9; \end{cases} \quad (10)$$

$$\text{– трактриса: } \begin{cases} x = k_{10} \cdot \cos t + k_{10} \cdot \ln \left(\operatorname{tg} \frac{t}{2} \right) + k_{11}; \\ y = k_{10} \cdot \sin t; \end{cases} \quad (11)$$

где k_i ($i=1,2,...,11$) – коэффициенты, описывающие характер кривизны линий, которые из граничных условий при $x=0$ и $x=\pi D$.

Решение интеграла (4) может быть найдено одним из численных методов, например, методом трапеций, сущность которого показана на рисунке 5.

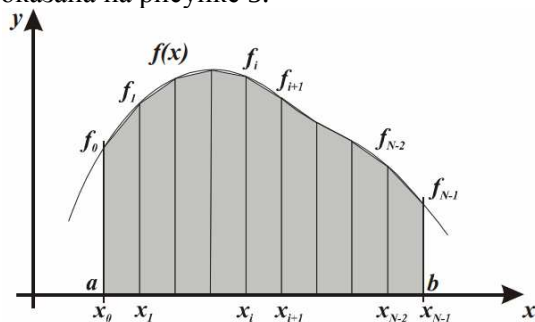


Рис. 5. Метод трапеций

Применение выбранного численного метода позволяет на каждом элементарном участке вычислять угол давления и, соответственно, определять силу подъема толкателя.

Сравнение осуществлялось с традиционным профилем кулачка, описанным на развертке прямой линией, работа которой взята за единицу как относительная величина. Результаты анализа сведены в таблицу 2.

Табл. 2. Результаты определения полезной работы кулачкового механизма при различной геометрии профиля кулачка

Приращение работы $\Delta A = \frac{A_{\text{кривая}}}{A_{\text{прямая}}}$			
Прямая линия	Строфоида	Улитка паскаля	Трактриса
1	1,21	0,79	1,02

Легко заметить, что максимальный прирост полезной работы – 21% – дает линия, называемая строфоидой. Применение улитки Паскаля приводит к падению работы на 21%, а трактриса позволяет увеличить значение работ лишь на 2%.

На рисунке 6 показана геометрия развертки профиля кулачка, образованная прямой линией и строфоидой. Необходимо отметить, что угол давления при использовании строфоиды не превышает 20° .

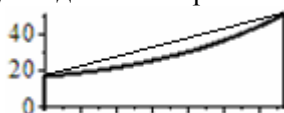


Рис. 6. Рациональное профилирование кулачка

Таким образом, применение строфоиды позволяет не только обеспечить увеличение КПД ударного кулачкового механизма, но и снизить затраты материала на изготовление кулачка.

С учетом того, что всё многообразие геометрических линий не ограничивается выбранными четырьмя видами, поиск рациональной геометрии профиля кулачка необходимо продолжить.

Список литературы

1. Попов Н.Н. Расчет и проектирование кулачковых механизмов. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 214с.
2. Rothbart H.A. Cam design handbook. – New York: McGraw-Hill Professional Publ., 2003. – 606 p.
3. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. Изд. 3-е. – М.: Наука, 1975. – 640 с.
4. Выгодский М.Я. Справочник по высшей математике. – М.: АСТ: Астрель, 2005. – 991 с.

Сведения об авторе:

Теплякова Анна Васильевна – студент, Горный университет, г.Санкт-Петербург.